



**SKRIPSI**

**Prediksi Performa Semi-Free Piston Diesel  
Engine Tipe Dua Langkah Berpiston  
Ganda Berlawanan Arah**

**Ian Bimatara**  
**NRP 4214 105 003**

**Dosen Pembimbing :**  
**Ir. Aguk Zuhdi Muhammad Fathallah, M.Eng, Ph.D**

**JURUSAN TEKNIK SISTEM PERKAPALAN**  
**FAKULTAS TEKNOLOGI KELAUTAN**  
**INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER**  
**SURABAYA**  
**2016**



**SKRIPSI**

# **Performance Prediction Of Semi-Free Piston Diesel Engine Two Stroke With Dual Opposed Piston**

**Ian Bimatara**  
**NRP 4214 105 003**

**Supervisor :**  
**Ir. Aguk Zuhdi Muhammad Fathallah, M.Eng, Ph.D**

**DEPARTMENT OF MARINE ENGINEERING**  
**FACULTY OF MARINE TECHNOLOGY**  
**SEPULUH NOPEMBER INSTITUTE OF TECHNOLOGY**  
**SURABAYA**  
**2016**

## **LEMBAR PENGESAHAN**

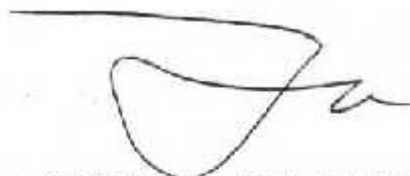
# **Prediksi Performa Semi-Free Piston Diesel Engine Tipe Dua Langkah Berpiston Ganda Berlawanan Arah**

### **Skripsi**

Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Persyaratan  
Memperoleh Gelar Sarjana Teknik  
pada  
Bidang Studi Marine Power Plant (MPP)  
Program Studi S-1 Jurusan Teknik Sistem Perkapalan  
Fakultas Teknologi Kelautan  
Institut Teknologi Sepuluh Nopember  
Oleh :

**Ian Bimatara**  
**NRP. 4214 105 003**

Disetujui oleh Dosen Pembimbing Skripsi :



Ir. Agung Zuhdi Muhammad Fathallah, M.Eng, Ph.D  
NIP : 1956 0519 1986 10 1001

**SURABAYA**  
**JULI 2016**

## LEMBAR PENGESAHAN

# **Prediksi Performa *Semi-Free Piston Diesel* Engine Dua Langkah Berpiston Ganda Berlawanan Arah**

### **Skripsi**

Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Persyaratan  
Memperoleh Gelar Sarjana Teknik  
pada

Bidang Studi *Marine Power Plant* (MPP)  
Program Studi S-1 Jurusan Teknik Sistem Perkapalan  
Fakultas Teknologi Kelautan  
Institut Teknologi Sepuluh Nopember  
Oleh :

**Ian Bimatara**  
**NRP. 4214 105 003**

Disetujui oleh Ketua Jurusan Teknik Sistem Perkapalan :

  
The signature is a stylized, handwritten-style signature in black ink, positioned over a faint circular institutional stamp.

Dr. Eng. M. Badrus Zaman, S.T., M.T.  
NIP: 1977 0802 2008 01 1007

# **Prediksi Performance Semi-Free Piston Diesel Engine Tipe Dua Langkah Berpiston Ganda Berlawanan Arah**

**Nama Mahasiswa : Ian Bimatara**  
**NRP : 4214 105 003**  
**Jurusan : Teknik Sistem Perkapalan**  
**Dosen Pembimbing : Ir. Aguk Zuhdi Muhammad Fathallah,  
M.Eng, Ph.D**

## **ABSTRAK**

Desain *semi-free piston diesel engine* tipe dua langkah berpiston ganda berlawanan arah telah berhasil dilakukan. Sebelum dibangun manufaktur mesinnya maka perlu diprediksi performanya. Prediksi dilakukan menggunakan metode simulasi. Metode ini dianggap paling efektif karena tanpa dilakukan membangun mesin terlebih dahulu. Pemodelan dan simulasi dilakukan dengan menggunakan software atau aplikasi. Pemodelan simulasi mencakup seluruh bagian mesin yakni intake system, block dan injection system, lalu exhaust system. Prediksi performa mesin dilakukan berdasarkan variasi kecepatan dan setiap kecepatan dilakukan pembebanan 20%, 40%, 60%, 80%, 100%, dan 120%. Validasi dilaksanakan dengan melakukan desain engine konvensional tanpa ada modifikasi formula pada kerugian gesek. Simulasi menghasilkan karakteristik performa mesin seperti, torsi, daya, *bsfc*, *bmep*, dan karakteristik proses pembakaran seperti *heat release*, *pressure*, *ignition delay*. Dari running simulasi didapatkan SFOC terkecil yang dihasilkan oleh kedua mesin yaitu pada kecepatan 3.87 m/s dimana pada mesin konvensional sebesar 370.54 g/kWh dan

pada linear engine sebesar 347.56 g/kWh. Pada kecepatan 9.68 m/s, mesin konvensional hanya mencapai daya sebesar 7.53 kW sedangkan pada *linear engine* mencapai 9.45 kW. Torsi yang paling besar yang dihasilkan oleh linear engine dan mesin konvensional berada pada kecepatan 3.87 m/s, dimana pada saat itu torsi yang dihasilkan oleh *linear engine* sebesar 26.37 N-m. Sedangkan pada mesin konvensional torque terbesar yang dihasilkan sebesar 24,74 N-m. *Mean effective pressure* (MEP) yang dihasilkan dari simulasi. Saat piston speed 3.87 m/s MEP dari linear engine berada pada 6.25 bar sedangkan pada konvensional engine hanya 5.87 bar. Kedua nilai MEP tersebut adalah yang tertinggi dari seluruh piston speed. Tekanan tertinggi pada silinder terjadi pada beban 100% (full load), nilai tekanan tertinggi adalah 117.69 bar pada linear angle 2.283 mm. Meningkatnya *piston speed* mempengaruhi panjangnya *igniton delay* pada mesin tetapi pembebanan terhadap mesin tidak begitu berpengaruh pada panjangnya *ignition delay*. Dan heat release yang terjadi mempunyai nilai terbesar adalah 0.0286 j/kg/LA terjadi pada linear angle 2.83 mm.

**Kata Kunci:** *Semi-free Piston Linear Engine, simulasi, performa, proses pembakaran, ignition delay*

# **Prediction Performance Of Semi-Free Piston Diesel Engine Two Stroke With Dual Opposed Piston**

**Name : Ian Bimatara**  
**NRP : 4214 105 003**  
**Department : Marine Engineering**  
**Supervisor : Ir. Aguk Zuhdi Muhammad Fathallah,**  
**M.Eng, Ph.D**

## **ABSTRACT**

Design of semi-free piston diesel engine type two strokes, dual opposed piston has been successfully carried out. Before developed of the engine is necessary to predict its performance. Prediction is done using simulation methods. This method is considered the most effective since an engine yet builded. Modeling and simulation performed using software applications. Modeling simulation covers all parts of the engine intake system, block and injection system, and exhaust system. Predictions conducted based on the engine performance such as variable of speeds and loads. The model has been validated through the original design of conventional engine. The simulation is focusing on engine performance and combustion process. The results has been conducted that the smallest SFOC generated by both the engine is at a speed of 3.87 m / s in which in conventional engines of 370.54 g / kWh and the linear engine of 347.56 g / kWh. The power output at a speed of 9.68 m / s, is 7.53 kW for conventional engine while the linear engine reaches on 9.45 kW. The greatest torque of both linear and conventional engine is at 3.87 m / s speed. In which of linear engine torque is 26.37 N-m. Whereas

the torque of conventional engine on 24.74 N-m. The Mean Effective Pressure (MEP) generated from the simulation; when the piston speed of 3.87 m / s MEP of linear engine is at 6.25 bar while the conventional engine is 5.87 bar. The highest pressure in the cylinder occurs at 100% load (full load), the value of the highest pressure is 117.69 bar at 2.283 mm linear angle. Increased piston speed influences the length of ignition delay but loading the engine but the machine did not affect the length of ignition delay. The largest of heat release is 0.0286 J / kg /LA at linear angle 2.83 mm.

**Key word:** *Semi-free Piston Linear Engine, simulation, performance, combustion procces, ignition delay*



## DAFTAR ISI

<b>HALAMAN JUDUL .....</b>	<b>i</b>
<b>LEMBAR PENGESAHAN .....</b>	<b>iii</b>
<b>ABSTRAK .....</b>	<b>vii</b>
<b>ABSTRACT .....</b>	<b>ix</b>
<b>KATA PENGANTAR .....</b>	<b>xi</b>
<b>DAFTAR ISI .....</b>	<b>xiii</b>
<b>DAFTAR GAMBAR .....</b>	<b>xv</b>
<b>DAFTAR TABEL .....</b>	<b>xvi</b>
<b>BAB I PENDAHULUAN .....</b>	<b>3</b>
1.1 Latar Belakang .....	3
1.2 Perumusan Masalah .....	4
1.3 Tujuan .....	4
1.4 Batasan Masalah .....	4
1.5 Manfaat .....	5
<b>BAB II TINJAUAN PUSTAKA .....</b>	<b>7</b>
2.1 TINJAUAN PUSTAKA .....	7
<b>BAB III METODOLOGI PENELITIAN .....</b>	<b>15</b>
3.1. Diagram Alir.....	15
<i>Studi Literatur</i> .....	17
<i>Pengumpulan Data</i> .....	17
<i>Pemodelan Engine</i> .....	19
<i>Validasi</i> .....	23
<i>Pengambilan data</i> .....	23

<i>Analisa data</i> .....	23
<i>Kesimpulan dan saran</i> .....	23
<b>BAB IV HASIL DAN PEMBAHASAN</b> .....	<b>35</b>
4.1 Performa Mesin .....	35
4.1.1. Grafik Daya Terhadap <i>Specific Fuel Oil Consumption</i> (SFOC) 35	
4.1.2. Grafik <i>Piston Speed</i> Terhadap SFOC .....	36
4.1.3. Grafik <i>Piston speed</i> Terhadap Daya.....	37
4.1.5. Grafik <i>Piston Speed</i> Terhadap <i>Mean Effective Pressure</i> ...	39
4.2. Proses Pembakaran .....	40
4.2.1. Pengaruh Pembebanan Terhadap Tekanan Ruang Bakar	40
4.2.2. Pengaruh <i>Piston Speed</i> Terhadap Tekanan Ruang Bakar pada Beban Penuh .....	41
4.2.3. Tabel <i>Ignition Delay</i> .....	41
4.2.4. Grafik <i>Ignition Delay</i> .....	42
4.2.5. Grafik <i>Heat Release</i> .....	44
<b>BAB V KESIMPULAN DAN SARAN</b> .....	<b>45</b>
5.1 Kesimpulan .....	45
5.2 Saran.....	46
<b>DAFTAR PUSTAKA</b> .....	<b>48</b>
<b>BIOGRAFI PENULIS</b> .....	<b>50</b>

## DAFTAR GAMBAR

<b>Gambar 3.1.</b>	<i>Flowchart</i> Penelitian .....	16
<b>Gambar 3.2.</b>	<i>Semi-free Piston Diesel Engine</i> .....	17
<b>Gambar 3.3.</b>	Skema Pemodelan Gambar.....	20
<b>Gambar 4.1.</b>	Grafik Konsumsi Bahan Bakar.....	26
<b>Gambar 4.2</b>	Grafik SFOC vs <i>Piston Speed</i> .....	27
<b>Gambar 4.3.</b>	Grafik <i>Brake Power</i> vs <i>Piston Speed</i> .....	28
<b>Gambar 4.4.</b>	Grafik <i>Torque</i> Vs <i>Piston Speed</i> .....	29
<b>Gambar 4.5.</b>	Grafik Mean Effective Pressure Vs <i>Piston Speed</i> .....	29
<b>Gambar 4.6.</b>	Grafik Tekanan dalam silinder 1.....	30
<b>Gambar 4.7.</b>	Grafik <i>Piston Speed</i> Terhadap Tekanan Ruang Bakar pada Beban Penuh.....	31
<b>Gambar 4.8.</b>	Grafik <i>Ignition Delay</i> terhadap <i>Piston Speed</i> ...	33
<b>Gambar 4.9.</b>	Grafik <i>Ignition Delay</i> terhadap Pembebanan...	33
<b>Gambar 4.10.</b>	Grafik <i>Heat Release</i> terhadap Pembebanan.....	34

## DAFTAR TABEL

<b>Tabel 3.1.</b>	Data Mesin.....	17
<b>Tabel 3.2.</b>	Fmep total Mesin konvensional.....	18
<b>Tabel 3.3.</b>	Fmep total Linear Engine .....	18
<b>Tabel 4.1.</b>	Tabel <i>Ignition Delay</i> .....	32

# **BAB I**

## **PENDAHULUAN**

### **1.1 Latar Belakang**

Penggunaan mesin pembakaran dalam pada era saat ini bergantung pada mesin konvensional. Mesin konvensional dalam hal ini cukup banyak digunakan sebagai media transportasi ataupun media pendukung industri. Adapun mesin konvensional yang sangat sering digunakan adalah mesin diesel. Saat ini, mesin diesel mempunyai tingkat efisiensi yang tertinggi. Tetapi di masa selanjutnya akan dibutuhkan mesin yang mempunyai efisiensi yang lebih tinggi.

Berdasarkan beberapa penelitian yang telah dilakukan, linear engine memiliki performa yang lebih baik bila dibandingkan dengan mesin konvensional pembakaran dalam. Perbedaan performa yang terjadi karena adanya sedikit prinsip kerja yang berbeda. Desain dari linear engine dapat mengurangi gaya gesek yang diterima sehingga dapat meningkatkan performa sehingga output seperti daya, torsi serta konsumsi bahan bakar dapat menjadi lebih baik. (Fathallah dan Bakar, 2009)

Perbedaan prinsip kerja antara linear engine dan mesin konvensional terletak pada proses kerja balik (*return cycle*) menuju titik mati atas. Sedangkan mesin konvensional menggunakan mekanisme dasar putaran engkol, connecting rod dan piston. Proses menuju titik mati atas pada mesin konvensional terjadi karena daya yang diterima dari proses pembakaran diterima oleh piston dan diteruskan oleh connecting rod untuk memutar crankshaft. Sedangkan pada semi-free piston linear engine dual piston pada proses kerja balik menuju titik mati atas diakibatkan dari adanya tekanan balik yang dihasilkan oleh pembakaran pada ruang bakar yang lainnya.

Dengan melihat perbedaan tersebut, gaya gesek yang diterima oleh linear engine lebih kecil dikarenakan tidak mendapat gaya gesek yang dihasilkan oleh *crank systems*. Sehingga memberikan efisiensi yang lebih besar dibandingkan mesin konvensional biasa yang memiliki gaya gesek yang lebih banyak. (Fathallah dan Bakar, 2009)

Fathallah dan Barus (2015) telah sukses mendesain semi-free piston linear engine, penelitian ini adalah memprediksi performanya. Adapun data-data yang digunakan adalah semua yang telah dirancang Fathallah dan Barus (2015).

## 1.2 Perumusan Masalah

Dari uraian di atas, permasalahan yang dibahas dalam penulisan tugas akhir ini adalah :

1. Bagaimana *performance semi-free piston diesel engine* tipe dua langkah berpiston ganda berlawanan arah dengan metode simulasi ?

## 1.3 Tujuan

Tujuan dari penelitian ini antara lain adalah :

1. Mengetahui *performance semi-free piston diesel engine* tipe dua langkah berpiston ganda berlawanan arah dengan metode simulasi

## 1.4 Batasan Masalah

Batasan masalah pada penelitian ini adalah :

1. Mesin yang digunakan adalah hasil rancangan dari Andre Dwi Putra Barus melalui karyanya yang berjudul “Perencanaan Semi-Free Piston Diesel Engine Tipe Dua Langkah Berpiston Ganda Berlawanan Arah”

## **1.5 Manfaat**

Memberi informasi performance semi-free piston diesel engine tipe dua langkah berpiston ganda berlawanan arah dengan metode simulasi

## BAB II TINJAUAN PUSTAKA

### 2.1 TINJAUAN PUSTAKA

Banyak penelitian yang bertujuan untuk meningkatkan efisiensi dari berbagai jenis mesin pembakaran dalam. Akan tetapi masih banyak dilakukan penelitian misalnya mengurangi kerugian gesekan (FMEP). *Linear engine* adalah salah satu mesin yang dianggap bisa mengatasi kekurangan dalam hal kerugian gesekan mesin. Sehingga dapat meningkatkan efisiensi karena menghasilkan gesekan yang lebih rendah dari mesin konvensional lainnya. (Fathallah dan Bakar, 2009)

Mikalsen dan Roskilly (2008), membuat simulasi tentang unjuk kerja *free piston linear engine* dibandingkan dengan mesin konvensional. *Free piston linear engine* memiliki kelebihan dibanding dengan mesin konvensional yaitu kurangnya kerugian gesek karena sistem yang sederhana. Dalam kajiannya yang lain menunjukkan *free piston linear engine* mempunyai kelebihan dari mesin konvensional dalam hal efisiensi bahan bakar, lalu temperatur yang rendah memungkinkan untuk mengurangi emisi. Tetapi masih banyak yang harus dikaji untuk mengembangkan *linear engine* supaya bisa menjadi mesin alternatif.

Dalam perkembangannya, mesin jenis free piston linier engine memiliki berbagai macam jenis dan penggunaannya. Fathallah dan Bakar, pada tahun 2009 menjelaskan jenis *free piston linear engine* dengan *single piston* secara umum hampir sama dengan jenis mesin konvensional lainnya. Jenis ini menggunakan satu piston dan satu ruang bakar. Pada mesin konvensional gerakan translasi piston disebabkan karena adanya daya dari pembakaran yang diteruskan connecting rod menuju *crankshaft* dan *crankshaft* akan



menghasilkan gaya untuk mendorong piston bergerak ke atas untuk proses pembakaran selanjutnya.

Clark, dkk (1998), membuat prototype *diesel linear engine* dan idealnya model *linear engine* terdiri dari dua *piston* yang terhubung batang padat. Hal ini dapat menunjukkan hubungan antara *stroke*, rasio kompresi, panas yang masuk, dan frekuensi operasi.

Fathallah, dan Barus (2015), merencanakan *semi-free piston diesel engine* tipe dua langkah yang mempunyai dual piston. Dalam hal ini yang dimaksud dual piston berarti menggunakan dua buah piston yang berlawanan arah. Sistem pembalik dari gerakan piston sebelah kanan dengan memanfaatkan hasil kerja dari piston sebelah kiri. Dari karya tersebut, belum ada studi tentang performa *engine* yang direncanakan tersebut. Sehingga penulis akan mencoba untuk memprediksinya.

Memprediksi performa linear engine berbeda dengan mesin konvensional biasa. Menurut Fathallah dan Bakar (2009), perbedaan performa yang terjadi karena adanya sedikit prinsip kerja yang berbeda. Prinsip kerja dari *linear engine* dapat mengurangi gaya gesek yang diterima sehingga dapat meningkatkan performa sehingga output seperti daya, torsi serta konsumsi bahan bakar dapat menjadi lebih baik.

Menurut Fathallah dan Bakar (2009), *linear engine* memiliki prinsip kerja yang hampir sama dengan mesin konvensional. Perbedaan prinsip kerjanya hanya terletak pada proses kembali ke titik mati atas. Perbedaan mekanisme dasar tersebut dapat dilihat sebagai berikut :

Mekanisme dasar putaran untuk mesin konvensional biasa terdiri dari :

- Piston
- Connecting rod
- Crankshaft

Mekanisme dasar proses kembalinya pada titik titik mati atas *linear engine* terdiri dari :

- Piston
- Connecting rod
- Pegas

Berdasarkan perbedaan diatas, proses menuju titik mati atas pada mesin konvensional terjadi karena daya yang diterima dari proses pembakaran diterima oleh piston dan diteruskan oleh connecting rod untuk memutar crankshaft. Sedangkan pada *Linear engine* proses kembali menuju titik mati atas diakibatkan dari adanya tekanan balik yang diterima oleh pegas hasil dari tenaga yang diteruskan untuk menekan pegas tersebut. (Fathallah dan Bakar, 2009)

Berdasarkan prinsip kerja diatas menurut Atkinson, Patreanu, Clark, McDaniel, Nandkumar serta Famouri (2000), mesin konvensional memiliki hambatan yang lebih besar dari pada *linear engine* sehingga mereka memperkenalkan persamaan sederhana untuk menghitung gaya hambatan yang terjadi. Namun pernyataan tersebut hanya dikembangkan berdasarkan gaya gesekan yang terjadi antara gerak piston dengan cylinder liner. Sebenarnya pada kenyataannya, efek dari tekanan cylinder dan main bearing masih terjadi. Sehingga persamaan tersebut tidak dapat digunakan dalam penelitian ini. Berdasarkan Analisa sebelumnya dari model *f<sub>mep</sub>* secara keseluruhan telah dirangkum oleh Ferguson dan Kirkpatrick. Pemodelan *f<sub>mep</sub>* tersebut telah digunakan sebelumnya dalam beberapa penelitian tentang *linear engine* (Fathallah dan Bakar, 2009)

Fathallah, dan Bakar (2009) menggunakan pemodelan *fmp* dalam memprediksi performa linear engine. Dengan membandingkan *fmp main bearing, seal, connecting rod dan journal bearing, skirt, rings*, serta *gas pressure*.

Fathallah dan Bakar (2009), menjelaskan bahwa terdapat perbedaan *fmp* antara linear engine dengan mesin konvensional. Perbedaan *fmp* itulah yang nantinya akan disimulasikan untuk mesin *linear engine* dalam pemodelan untuk mengetahui perbandingan performa yang dihasilkan.

Ada beberapa cara memprediksi performa *linear engine* menggunakan metode simulasi, Mikalsen dan Roskilly (2008), membuat simulasi tentang unjuk kerja free piston *linear engine* dibandingkan dengan mesin konvensional menggunakan Computational Fluid Dynamic (CFD). CFD menginvestigasi interaksi udara di ruang bakar, heat transfer, pembakaran, dan pergerakan zat kimia.

Paridawati (2014), memprediksi efisiensi menggunakan metode Artificial Neural Network (ANN), ANN memprediksi efisiensi kerja motor bakar dengan menginvestigasi kecepatan mesin, bukaan throttle, ignition timing, dan time injection sebagai input dan outputnya torsi dan konsumsi bahan bakar.

Fathallah, dan Bakar (2009), kemudian Kodrat dan Fathallah (2013), memprediksi performa *linear engine* dengan *single piston* melalui metode simulasi. Metode ini, menggunakan pemodelan *fmp* dalam memprediksi performa linear engine. Dengan membandingkan *fmp main bearing, seal, connecting rod dan journal bearing, skirt, rings*, serta *gas pressure*.

Dengan demikian, maka tulisan ini memprediksi *performance semi-free piston diesel engine* tipe dua langkah

berpiston ganda berlawanan arah dengan menggunakan pemodelan *f<sub>mep</sub>* melalui metode simulasi.

## 2.2 DASAR TEORI

### 2.2.1 Perbedaan gaya gesek antara mesin konvensional dan linear engine

Gaya gesek adalah gaya yang terjadi karena adanya gerakan suatu benda yang bergesekan dengan benda lain. Gaya gesek mengakibatkan pergerakan suatu benda tersebut menjadi terhambat.

Menurut Fathallah dan Bakar (2009) pada mesin gaya gesek terjadi pada *main bearing*, *seal*, *connecting rod* dan *journal bearing*, *skirt*, *rings*, serta *gas pressure*. Adapun persamaan permodelan *f<sub>mep</sub>* ini yang nantinya akan digunakan dalam simulasi menurut perhitungan pada formula yang diberikan Ferguson dan Kirkpatrick (2001), yang juga diadopsi oleh Fathallah dan Bakar (2009)) adalah sebagai berikut:

#### **Main Bearing :**

Menurut Fathallah dan Bakar (2009), gaya gesek pada main bearing terjadi karena adanya putaran dari *crankshaft* bergesekan dengan main bearing.

Adapun untuk rumusan gaya gesek yang terjadi pada main bearing yaitu:

$$f_{mep\ bearing} = c_b \frac{n_b N D_b^2 L_b}{n_c b^2 s} \quad (2.1)$$

Dimana

- Cb = Koefisien bearing (3.03 x 10<sup>-4</sup>)
- nb = Jumlah bearing
- N = RPM *engine*

Db	= Diameter bearing
Lb	= Panjang bearing
nc	= Jumlah cylinder
b	= bore
s	= stroke

### **Seal :**

Seal merupakan bantalan berupa segel pada crankshaft yang berfungsi untuk melindungi pelumasan agar tidak bocor keluar. (Fathallah dan Bakar, 2009)

$$f_{mep_{seals}} = c_s \frac{D_b}{n_c b^2 s} \quad (2.2)$$

Dimana :

Cs	= Koefisien seal
Db	= Diameter bearing
nc	= Jumlah cylinder
b	= bore
s	= stroke

### **Connecting rod and bearing :**

Gaya gesek pada *connecting rod* dan *journal bearing* terjadi karena adanya gesekan dengan *crankshaft* untuk menghasilkan putaran (Fathallah dan Bakar, 2009)

$$f_{mep_{bearing}} = 41.37 K \left( \frac{b}{s} \right) \left( \frac{N}{1000} \right) \quad (2.3)$$

Dimana,

$$K = \left( D_{mb}^2 L_{mb} + \frac{D_{cb}^2 L_{cb}}{m} + D_{as}^2 L_{as} \right) \frac{1}{b^3} \quad (2.4)$$

Dimana :

K = Konstanta ( $2.38 \times 10^{-2}$  s/m)

b	= bore
s	= stroke
N	= RPM mesin

### **Skirt :**

*Skirt* merupakan bagian isi pada *piston*. Dimana gaya gesek yang terjadi yaitu antara *skirt* dengan *cylinder liner* (Fathallah dan Bakar, 2009)

$$fmep_{skirt} = c_{ps} \frac{\bar{U}_p}{b} \quad (2.5)$$

Dimana :

Cps	= koefisien piston skirt (294 kPa-min-s/m)
Up	= kecepatan piston
b	= bore

### **Rings :**

*Rings piston* biasanya berjumlah 3 buah, 2 ring piston pertama merupakan ring piston yang berfungsi untuk menjaga kompresi agar tidak bocor, dan 1 ring piston lagi berfungsi untuk pelumasan. Gaya gesek yang terjadi pada rings piston terjadi karena adanya gesekan dengan *cylinder liner*. (Fathallah dan Bakar, 2009)

$$\bullet \quad fmep_{rings} = c_{pr} \left( 1 + \frac{1000}{N} \right) \frac{1}{b^2} \quad (2.6)$$

### **Gas Pressure :**

$$\bullet \quad fmep_{gasload} = c_g \frac{P_i}{P^a} \left[ 0.088r + 0.182r^{(1.33-K\bar{U}_p)} \right] \quad (2.7)$$

Pada persamaan diatas, persamaan nomer 2.7 digunakan untuk mesin dua langkah dengan menggunakan busi sebagai pemantik pembakarannya. Pada perhitungan fmep linear engine

ada beberapa perumusan yang dapat dihilangkan seperti persamaan 2.5 pada sambungan connecting rod. Dalam penelitian ini persamaan 2.1 digunakan untuk menghitung gesekan karena main bearing, persamaan 2.2 digunakan untuk gesekan karena seal, persamaan 2.6 digunakan untuk gesekan karena ring piston dan persamaan nomer 2.7 untuk tekanan gas. (Fathallah dan Bakar, 2009)

Perbedaan fmep itulah yang nantinya akan disimulasikan untuk mesin linear engine dalam pemodelan untuk mengetahui perbandingan performa yang dihasilkan.

## **BAB III**

### **METODOLOGI PENELITIAN**

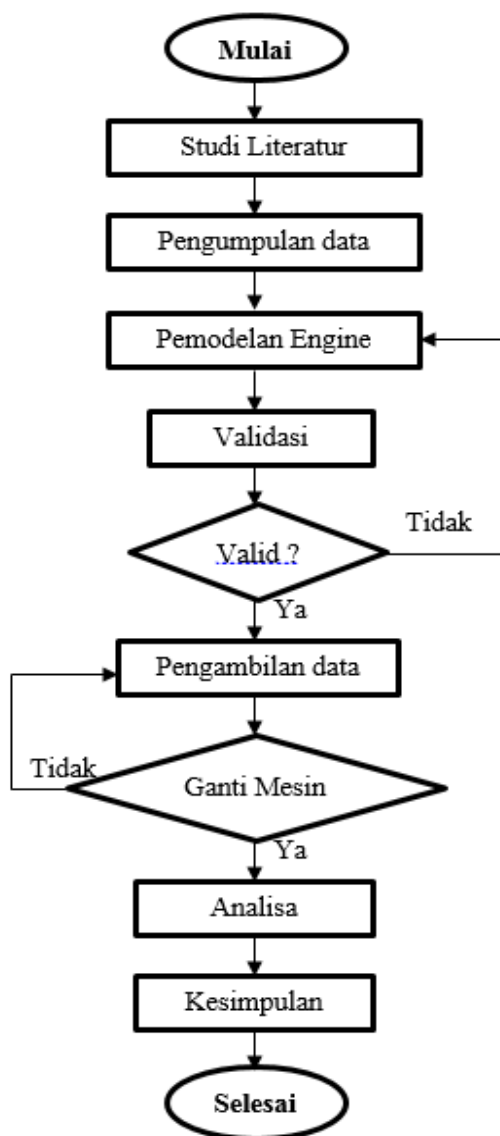
Secara umum metode yang digunakan dalam penyelesaian masalah diatas adalah dengan menggunakan metode desain menggunakan perangkat lunak/*software* simulasi motor. Pada metodologi ini akan dijelaskan semua kegiatan yang akan dilaksanakan dalam menyelesaikan permasalahan penelitian sesuai dengan ruang lingkup dari judul yang dibahas. Detail pengerjaan penelitian ini adalah sebagai berikut :

1. Studi literatur
2. Pengumpulan data *semi-free piston linear engine*
3. Pemodelan engine
4. Validasi
5. Pengambilan data
6. Analisa
7. Kesimpulan

#### **3.1. Diagram Alir**

Untuk *flowchart* pengerjaan penelitian ini dapat dilihat pada gambar 3.1 dibawah.



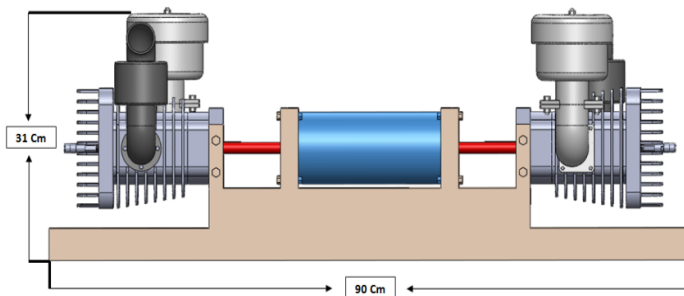
Gambar 3.1 *Flowchart* Penelitian

### *Studi Literatur*

Studi literature dilakukan dengan mencari paper tentang perencaanan mesin semi-free piston diesel engine tipe dua langkah berpiston ganda berlawanan arah. Selanjutnya dicari data tentang elemen-elemen mesin yang akan diprediksi performanya.

### *Pengumpulan Data*

Setelah data dari studi literatur didapat kemudian dilakukan beberapa perhitungan seperti perhitungan kerugian gesekan (fmep), bukaan scavenging dan perhitungan lainnya untuk proses penginputan data. Kecepatan piston adalah kecepatan linier rata-rata piston dengan rumusan jarak 1 kali bolak-balik piston (2 x stroke) dikalikan rotasi perdetik mesin.



Gambar 3.2. *Semi-free Piston Diesel Engine*

Tabel 3.1 Data Mesin

	<b>Linear Engine</b>
<b>Tipe Mesin</b>	Mesin Diesel
<b>Tipe Langkah</b>	Dua Langkah
<b>Bore</b>	53 mm
<b>Stroke</b>	60 mm
<b>Rasio Kompresi</b>	1 : 21
<b>Pendinginan</b>	Udara

Tabel 3.2. Fmep total Mesin konvensional

Rpm	Kecepatan Piston (m/s)	Fmep Mesin Konvensional (Bar)
600	1.29	1.556
1200	2.58	2.343
1800	3.87	3.212
2400	5.16	4.099
3000	6.45	4.995
3600	7.74	5.898
4200	9.03	6.797
4500	9.68	7.249
4800	10.32	7.703
5400	11.61	8.612

Tabel 3.3. Fmep total Linear Engine

Rpm	Kecepatan Piston	Fmep Linear Engine
600	1.29	1.426
1200	2.58	2.083
1800	3.87	2.822
2400	5.16	3.580
3000	6.45	4.346
3600	7.74	5.116
4200	9.03	5.889
4500	9.68	6.276
4800	10.32	6.663
5400	11.61	7.438

### *Pemodelan Engine*

Pemodelan konvensional engine dilakukan dengan menggunakan software. Dimana dalam pemodelan linear engine mengacu pada “Design and Analysis of Semi Free Piston Two Stroke Diesel Engine Dual Opposite System” karya Fathallah dan Barus (2015), dengan ukuran yang selengkap mungkin agar hasil yang nantinya diperoleh dapat dianalisa semaksimal mungkin. Dalam tahapan ini akan menghasilkan 2 model mesin yaitu konvensional engine dan linear engine. Desain engine konvensional dibuat tanpa ada modifikasi formula pada kerugian gesek ( $f_{mep}$ ) tetapi desain linear engine kerugian gesek ( $f_{mep}$ ) dimodifikasi sesuai perhitungan pada formula yang diberikan Ferguson dan Kirkpatrick (2001), yang juga diadopsi oleh Fathallah dan Bakar (2009)

Data spesifikasi dasar dapat dilihat pada tabel 3.1. Dalam pemodelan dan simulasi, terdapat tahapan-tahapan yang harus dilakukan sehingga menghasilkan data yang valid untuk dianalisa. Tahapan-tahapan untuk pemodelan adalah sebagai berikut:

#### 3.1.1 Pengukuran rancangan

Hal yang pertama dilakukan sebelum melakukan pemodelan dan simulasi adalah pengukuran motor diesel yang telah dirancang. Hal ini dilakukan karena aplikasi membutuhkan data secara detail terkait dengan dimensi bagian-bagian mesin dan kondisi lingkungan untuk membuat model secara akurat.

#### 3.1.2 Pembuatan model per bagian

setiap sambungan komponen/pipa harus didefinisikan dimensinya sesuai dengan hasil desain telah dilakukan.

### 3. *Intake runner*

Langkah selanjutnya adalah membuat *intake runner* berupa pipa (silinder) yang berfungsi untuk menyambung antara “*Environment*” dengan intake port. *Intake runner* dibuat dengan dimensi dan material yang sesuai.

### 4. *Intake port*

Langkah selanjutnya adalah membuat *intake port*, yang juga berupa pipa (silinder) yang berfungsi untuk menyambung antara *intake runner* dengan *intake valve*. *Intake port* dibuat dengan dimensi dan material yang sesuai.

### 5. *Intake valve*

Pembuatan model berfungsi untuk membuat karakteristik dari lubang intake mesin.

b. Silinder, crank, dan sistem injeksi bahan bakar, terdapat beberapa komponen yang harus didefinisikan, diantaranya:

#### 1. Silinder

Untuk membuat model silinder membutuhkan inputan data seperti, objek referensi, seperti temperatur dinding silinder, aliran fluida, transfer panas, model pembakaran.

#### 2. Injektor bahan bakar

Objek selanjutnya adalah injektor nozzle, untuk motor dengan tipe Direct Injection Compression Ignition (DICI) Atribut yang diisi antara lain, temperatur bahan bakar, jenis bahan bakar, sudut mulai terjadi pembakaran, massa bahan bakar yang diinjeksikan.

#### 3. Engine cranktrain

Objek ini mendefinisikan tipe motor, susunan silinder, *firing order*, karakteristik *crankshaft*, dan karakteristik blok motor yang lainnya. Untuk membuat *cranktrain* atribut yang harus diisi pada

cranktrain antara lain, tipe motor, putaran motor, nilai gesekan, geometri silinder, urutan pembakaran.

c. Sistem *exhasut* terdapat beberapa komponen yang harus didefinisikan, diantaranya:

1. *Exhaust valve*

Seperti pembuatan model lubang intake dari mesin.

2. *Exhaust Port*

Selanjutnya adalah membuat *exhaust port* dari motor. Yang berupa pipa (silinder) yang berfungsi untuk menyambung antara *exhaust port* dengan *exhaust valve*. Atribut utama yang harus diisi antara lain: diameter, panjang, material, nilai kekasaran, temperatur.

3. *Exhaust runner*

Langkah selanjutnya adalah membuat *exhaust runner* yang berfungsi untuk menyambung antara “*Environment*” dengan *exhaust port*. Kemudian masukkan data dimensi dan jenis material sesuai dengan pengukuran.

4. *EndEnvironment*

Langkah terakhir adalah membuat batasan kondisi lingkungan gas buang pembakaran. Pembuatan dilakukan seperti *environment* pada sisi inlet, yakni dengan menentukan nilai tekanan, temperatur, dan komposisi udara hasil sisa pembakaran.

### 3.1.4 Perangkaian objek

Setelah pendefinisian objek selesai dilakukan, maka selanjutnya adalah perangkaian objek. Objek dirangkai sesuai dengan urutan sistem sehingga membentuk model konvensional engine yang utuh sesuai dengan skema pada Gambar 3.1.

### *Validasi*

Dalam langkah ini, data yang dihasilkan pada simulasi akan divalidasi dengan cara membandingkan data linear engine hasil simulasi dengan data mesin konvensional sesuai spesifikasi linear engine. Seandainya data simulasi belum didapat mungkin terjadi kesalahan dalam proses ketelitian data atau perhitungan. Sehingga kita harus kembali lagi pada tahap pemodelan engine

### *Pengambilan data*

Setelah proses pemodelan beserta validasi selesai dilakukan maka model tersebut siap disimulasikan untuk pengambilan data.. Pengambilan data dilakukan pada berbagai kecepatan juga dilakukan dengan menggunakan beban yang berbeda-beda, mulai dari 20%, 40%, 60%, 80%, 100%, dan *overload* 20%. Hal ini dilakukan untuk mengetahui lebih detail karakteristik performa mesin. Sehingga diperoleh data berupa daya, *torque*, SFOC, dan karakteristik pembakaran seperti *heat release*, *pressure*, *ignition delay*.

### *Analisa data*

Pada tahapan ini, data yang telah diperoleh dianalisa seperti SFOC, Daya, Torsi, dan juga proses pembakarannya.

### *Kesimpulan dan saran*

Tahap ini berisi kesimpulan dan saran untuk pengembangan riset kedepan agar pengembangan *linear diesel engine* dapat lebih ditingkatkan.

***“Halaman ini sengaja dikosongkan”***



## **BAB IV**

### **HASIL DAN PEMBAHASAN**

Simulasi dilakukan berdasarkan *semi-free piston linear engine* yang telah dirancang pada penelitian sebelumnya. Setiap kali simulasi dijalankan, software simulator menghasilkan beberapa file output yang berisi hasil simulasi dalam berbagai format. Sebagian besar output tersedia dalam aplikasi pengolahan data, yang dapat digunakan untuk melihat grafik dan analisis output. Setelah simulasi selesai, laporan yang merangkum simulasi dapat dibuat. Simulasi dilakukan pada berbagai kecepatan juga dilakukan dengan menggunakan beban yang berbeda-beda, mulai dari 20%, 40%, 60%, 80%, 100%, dan *overload* 20%. Hal ini dilakukan untuk mengetahui lebih detail karakteristik performa mesin. Pada kali ini ada beberapa performa dan proses pembakaran yang akan dianalisa antara lain:

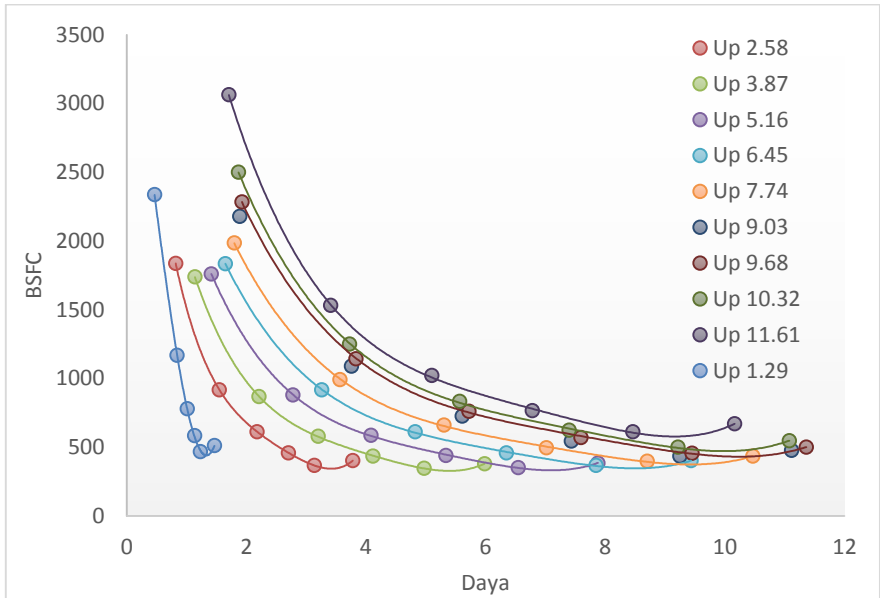
1. Daya terhadap *Specific Fuel Oil Consumption* (SFOC)
2. *Piston speed* terhadap SFOC
3. *Piston speed* terhadap daya
4. *Piston Speed* Terhadap Torsi
5. *Piston Speed* Terhadap *Mean Effective Pressure*
6. Pengaruh Pembebanan Terhadap Tekanan Ruang Bakar
7. Pengaruh *Piston Speed* Terhadap Tekanan Ruang Bakar
8. *Ignition Delay*
9. *Heat Release*

#### **4.1 Performa Mesin**

##### **4.1.1. Grafik Daya Terhadap *Specific Fuel Oil Consumption* (SFOC)**

*Specific fuel oil consumption* (SFOC) merupakan salah satu indikator performa motor. Dalam prediksi ini SFOC terhadap daya pada setiap putaran yang dihasilkan model ditunjukkan oleh Gambar 4.1. Konsumsi bahan bakar sangat tinggi terjadi pada motor dengan

output daya yang rendah, dan cenderung menurun konsumsi bahan bakarnya pada power yang lebih besar, akan tetapi konsumsi bahan bakar cenderung meningkat kembali pada output power yang tinggi.

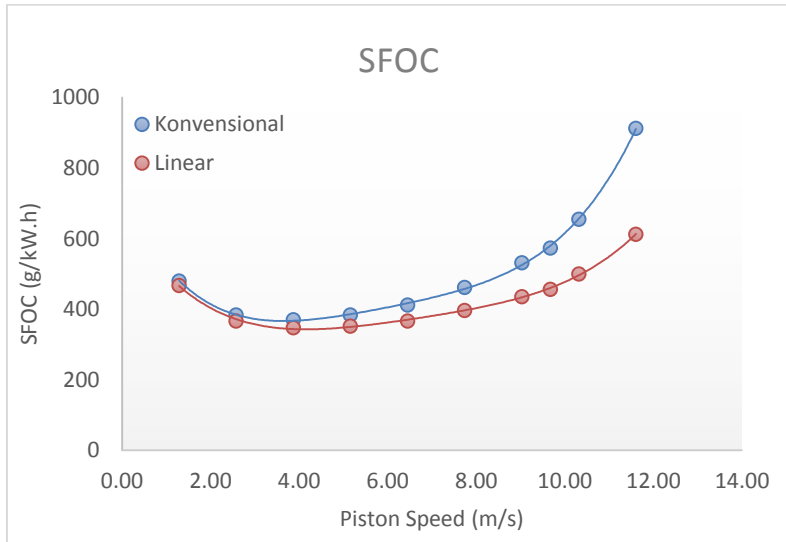


Gambar 4.1 Grafik Konsumsi Bahan Bakar Vs Daya

#### 4.1.2. Grafik *Piston Speed* Terhadap SFOC

*SFOC* suatu mesin merupakan salah satu indikator performa mesin tersebut. Sama seperti indikator performa lainnya dalam prediksi ini *SFOC* yang dihasilkan oleh *linear engine* lebih baik dibandingkan dengan mesin konvensional biasa. Perbedaan *SFOC* pada *linear engine* di setiap kecepatan piston sekitar 2.21% sampai 37% lebih kecil daripada mesin konvensional. *SFOC* terkecil yang dihasilkan oleh kedua mesin yaitu pada kecepatan 3.87 m/s dimana pada mesin konvensional sebesar 370.538 g/kW-h dan pada *linear*

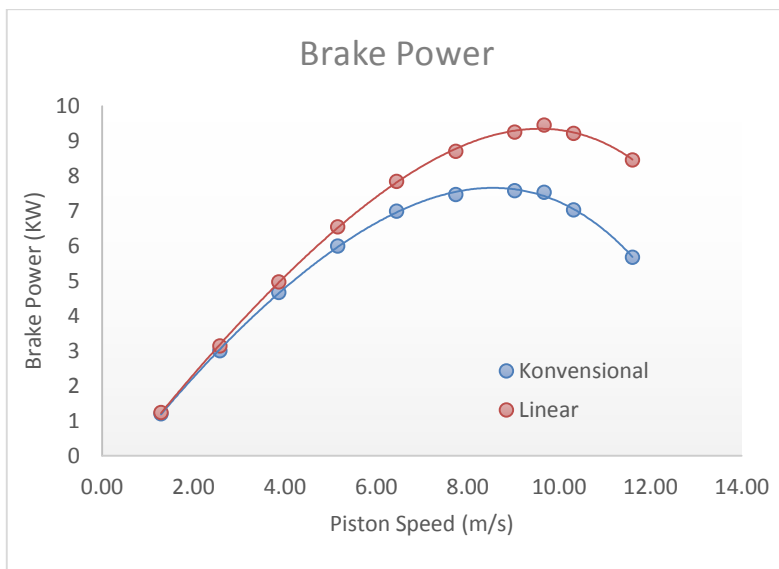
engine sebesar 347.565 g/kW.h. Hal ini bisa dilihat pada Gambar 4.2. di bawah ini.



Gambar 4.2 Grafik SFOC Vs *Piston Speed*

#### 4.1.3. Grafik *Piston speed* Terhadap Daya

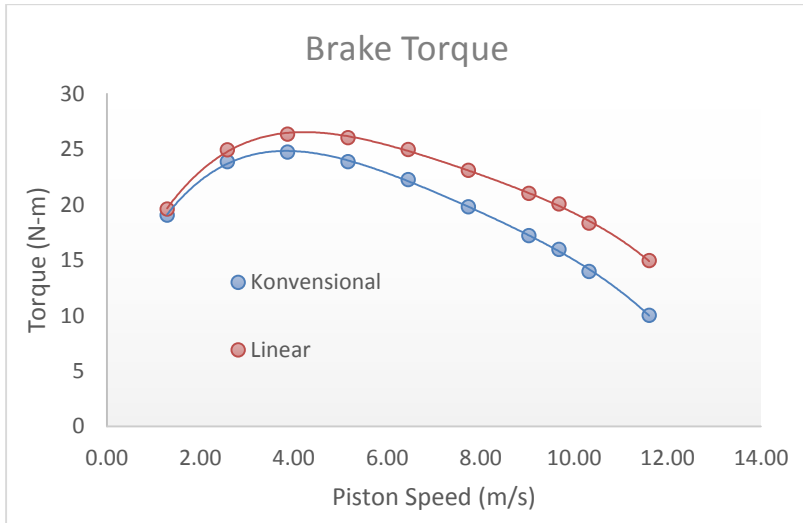
Nilai daya dapat meningkat dengan mengurangi gaya gesek yang terjadi pada mesin. Perbedaan daya antara mesin konvensional dan linear dapat terlihat, bahwa mesin *linear engine* yang mempunyai gaya gesek yang lebih kecil memiliki daya yang lebih besar dari pada mesin konvensional pada setiap kecepatan yang sama. Karena daya yang diperoleh merupakan hasil pengurangan Indicated Power dengan gaya gesek. Jika gaya gesek semakin besar maka dayanya semakin rendah. Nilai tersebut dapat dilihat pada Gambar 4.3 Pada kecepatan 9.68 m/s, mesin konvensional hanya mencapai daya sebesar 7.53 kW sedangkan pada *linear engine* mencapai 9.45 kW.



Gambar 4.3 Grafik *Brake Power Vs Piston Speed*

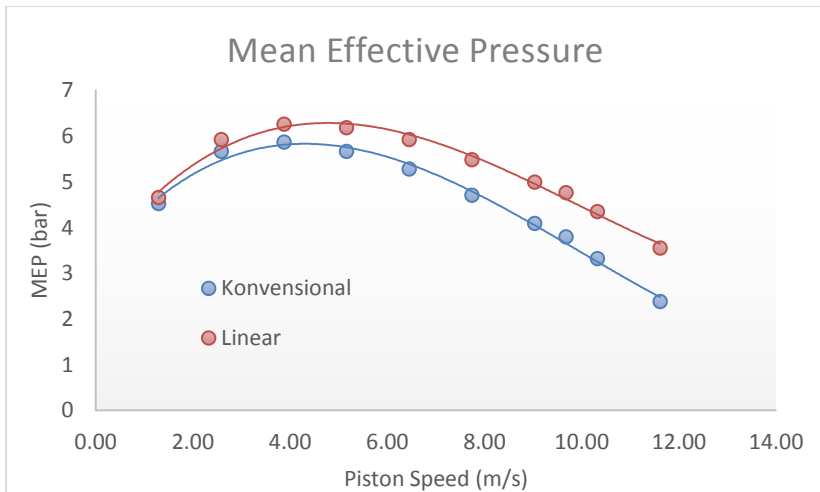
#### 4.1.4. Grafik Piston Speed Terhadap Torsi

Torsi merupakan salah satu indikator yang sangat penting untuk mengetahui performa mesin. Pada gambar 4.4. menunjukkan grafik torsi *linear engine* cenderung terlihat lebih besar dibandingkan dengan torsi yang dihasilkan oleh mesin konvensional. Torsi yang paling besar yang dihasilkan oleh linear engine dan mesin konvensional berada pada kecepatan 3.87 m/s, dimana pada saat itu torsi yang dihasilkan oleh *linear engine* sebesar 26.37 N-m. Sedangkan pada mesin konvensional torque terbesar yang dihasilkan sebesar 24,74 N-m.



Gambar 4.4 Grafik *Torque Vs Piston Speed*

#### 4.1.5. Grafik *Piston Speed Terhadap Mean Effective Pressure*

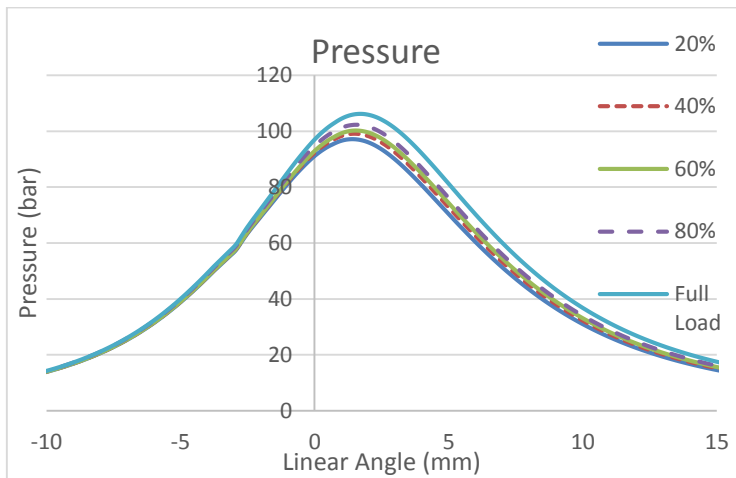


Gambar 4.5 Grafik *Mean Effective Pressure Vs Piston Speed*

Gambar 4.5 menunjukkan *mean effective pressure* (MEP) yang dihasilkan dari simulasi. Saat piston speed 3.87 m/s MEP dari linear engine berada pada 6.25 bar sedangkan pada konvensional engine hanya 5.87 bar. Kedua nilai MEP tersebut adalah yang tertinggi dari seluruh piston speed.

## 4.2. Proses Pembakaran

### 4.2.1. Pengaruh Pembebanan Terhadap Tekanan Ruang Bakar

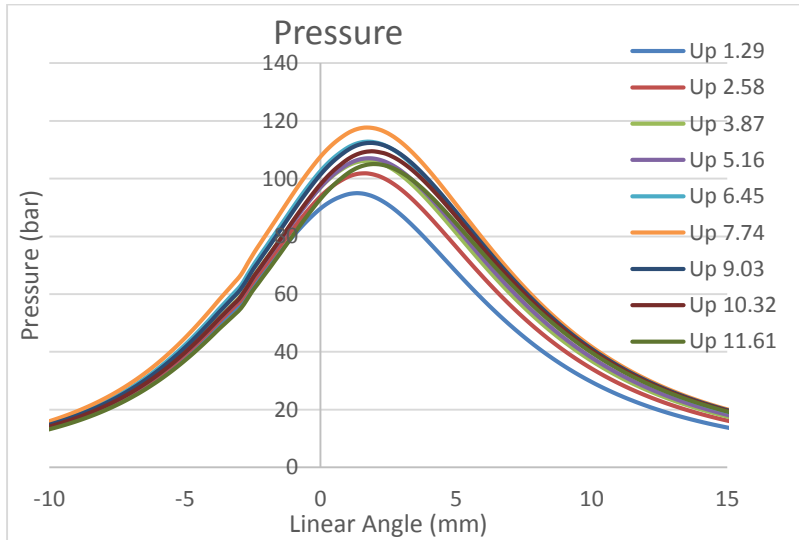


Gambar 4.6. Grafik Tekanan dalam silinder 1

Gambar 4.6 menunjukkan grafik tekanan pada silinder yang merupakan indikator proses pembakaran dengan variasi beban, tekanan tertinggi silinder 1 terjadi pada beban 100% (*full load*) dan terjadi pada titik mati atas, karena pada tahap ini membutuhkan tekanan yang tinggi untuk melakukan pembakaran. Nilai tekanan tertinggi adalah 106.2 bar pada *linear angle* 2.281 mm. Tekanan turun seiring dengan turunnya pembebanan pada mesin.

#### 4.2.2. Pengaruh *Piston Speed* Terhadap Tekanan Ruang Bakar pada Beban Penuh

Gambar 4.7 menunjukkan bahwa dengan variasi putaran, maka Tekanan tertinggi silinder 1 terjadi pada *piston speed* 7.74 m/s kemudian cenderung menurun di putaran rendah, dan terjadi pada titik mati atas, karena pada tahap ini membutuhkan tekanan yang tinggi untuk melakukan pembakaran. Nilai tekanan tertinggi adalah 117.69 bar pada *linear angle* 2.283 mm. Tekanan turun seiring dengan turunnya pembebanan pada mesin.



Gambar 4.7. Grafik *Piston Speed* Terhadap Tekanan Ruang Bakar pada Beban Penuh

#### 4.2.3. Tabel *Ignition Delay*

*Ignition delay* salah satu yang berpengaruh terhadap awal sampai akhir pembakaran, sehingga dapat mempengaruhi performa suatu mesin. *Ignition delay* adalah proses untuk mempersiapkan reaksi

antara bahan bakar dan udara. *Ignition* yang baik yaitu yang pendek, sehingga tidak perlu terjadi penumpukan jumlah bahan bakar yang diinjeksikan ke dalam silinder. Pada tabel 4.1 menunjukkan nilai *ignition delay* terhadap piston speed dan pembebanan *linear engine*.

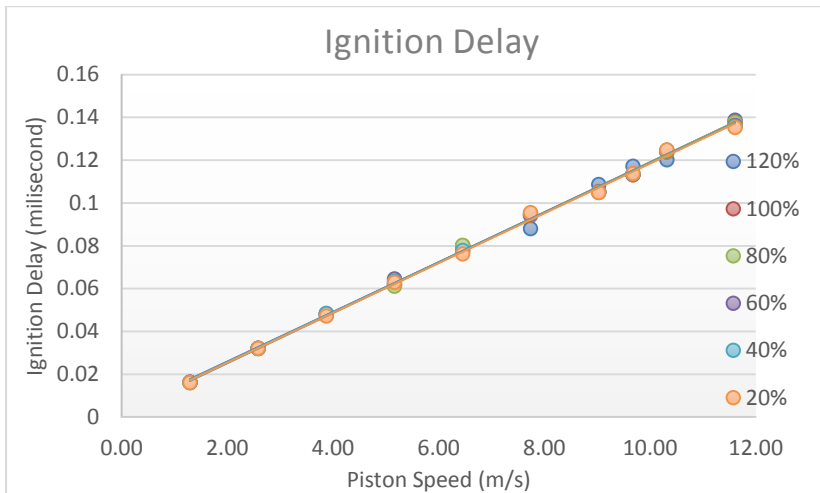
Tabel 4.1. Tabel *Ignition Delay*

Up/Load	20%	40%	60%	80%	100%	120%
1.29	0.01607	0.01605	0.01615	0.01614	0.01615	0.01615
2.58	0.03212	0.03202	0.03204	0.03196	0.03205	0.03213
3.87	0.04723	0.04834	0.04838	0.04811	0.04797	0.04766
5.16	0.06292	0.06352	0.06447	0.06113	0.06215	0.06188
6.45	0.07617	0.07782	0.07738	0.08021	0.08014	0.07984
7.74	0.09542	0.09513	0.09479	0.09439	0.09408	0.08804
9.03	0.10483	0.10492	0.10503	0.10519	0.10529	0.10856
9.68	0.11374	0.11357	0.11340	0.11322	0.11316	0.11712
10.32	0.12481	0.12461	0.12439	0.12391	0.12379	0.12019
11.61	0.13521	0.13581	0.13630	0.13765	0.13788	0.13870

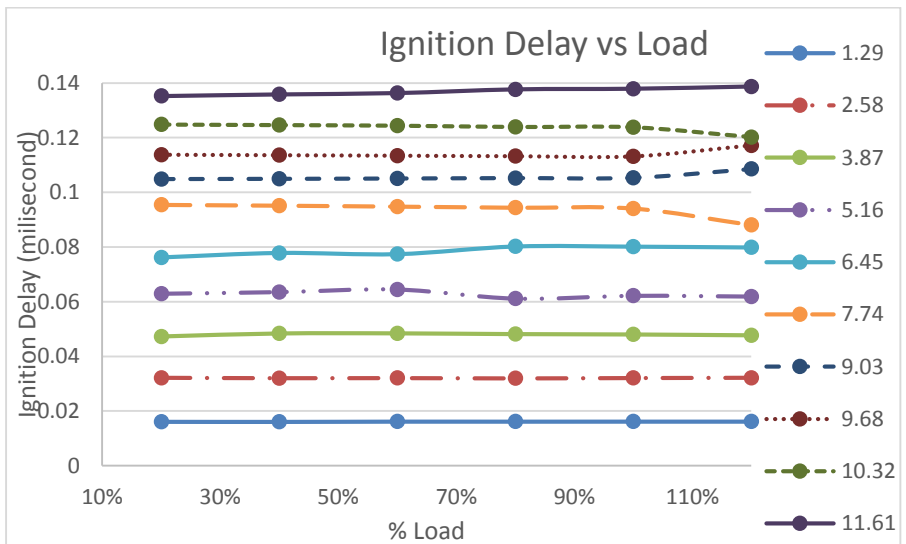
#### 4.2.4. Grafik *Ignition Delay*

*Ignition delay* adalah tenggang waktu atau keterlambatan pengapian, hal ini merupakan parameter yang berpengaruh terhadap performa dan emisi gas buang mesin. *Ignition* yang baik, adalah yang pendek, pada Gambar 4.8 dan 4.9 menunjukkan bahwa meningkatnya *piston speed* mempengaruhi meningkatnya panjang *ignition delay*, tetapi pembebanan tidak begitu berpengaruh pada panjangnya *ignition delay*.





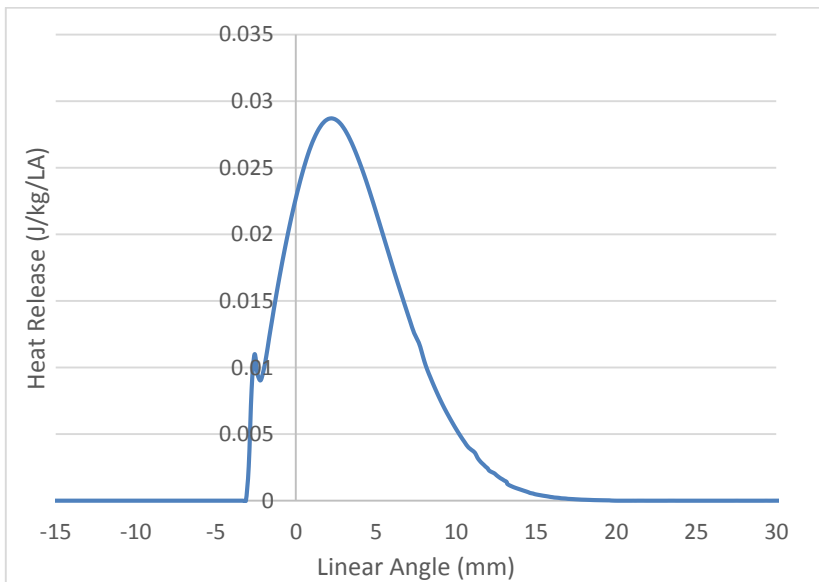
Gambar 4.8. Grafik *Ignition Delay* terhadap *Piston Speed*



Gambar 4.9. Grafik *Ignition Delay* terhadap Pembebanan

#### 4.2.5. Grafik *Heat Release*

Salah satu indikator proses pembakaran adalah *heat release*. *Heat release* merupakan panas terlepas yang dihasilkan akibat pembakaran, pada dasarnya besar nilai *heat release* tergantung pada jumlah konsumsi bahan bakar dan nilai *heating value*. Dari diagram di atas menunjukkan bahwa nilai *heat release* terbesar adalah 0.0286 j/kg/LA terjadi pada *linear angle* 2.83 mm.



Gambar 4.10. Grafik *Heat Release* terhadap *Pembebanan*

## **BAB V**

### **KESIMPULAN DAN SARAN**

#### **5.1 Kesimpulan**

Dari hasil simulasi yang dilakukan didapatkan hasil bahwa *linear engine* yang dimodifikasi dari mesin konvensional biasa menghasilkan performa yang lebih baik. Peningkatan performa yang dihasilkan oleh *linear engine* diakibatkan karena gaya gesek yang diterima lebih sedikit dibandingkan dengan mesin konvensional biasa. Gaya gesek rata-rata berkurang sebesar 10 – 25 % dari gaya gesek yang dihasilkan oleh mesin konvensional. Untuk daya, *torque* dan SFOC dan proses pembakaran:

- Ditinjau dari *Specific Fuel Oil Consumption* (SFOC), nilai terkecil yang dihasilkan oleh kedua mesin yaitu pada *piston speed* 3.87 m/s dimana pada mesin konvensional sebesar 370.538 g/kWh dan pada *linear engine* sebesar 347.565 g/kWh. Ditinjau dari daya, daya terbesar kedua mesin tercapai pada *piston speed* 9.68 m/s, mesin konvensional hanya mencapai daya sebesar 7.53 kW sedangkan pada *linear engine* mencapai 9.45 kW. Ditinjau dari torsi, torsi terbesar yang dihasilkan oleh *linear engine* dan mesin konvensional berada pada *piston speed* 3.87 m/s, dimana torsi yang dihasilkan oleh *linear engine* sebesar 26.37 N-m. Sedangkan pada mesin konvensional *torque* terbesar yang dihasilkan sebesar 24,74 N-m. Ditinjau dari *mean effective pressure* (MEP), saat *piston speed* 3.87 m/s MEP dari *linear engine* berada pada 6.25 bar sedangkan pada konvensional engine hanya 5.87 bar. Kedua nilai MEP tersebut adalah yang tertinggi dari seluruh *piston speed*. Ditinjau dari proses

pembakaran dari linear engine, tekanan tertinggi pada silinder terjadi pada beban 100% (*full load*), nilai tekanan tertinggi adalah 117.69 bar pada *linear angle* 2.283 mm. Meningkatnya piston speed mempengaruhi panjangnya igniton delay pada mesin tetapi pembebanan terhadap mesin tidak begitu berpengaruh pada panjangnya ignition delay. Dan heat release yang terjadi mempunyai nilai terbesar adalah 0.0286 j/kg/LA terjadi pada *linear angle* 2.83 mm.

## 5.2 Saran

1. Masih perlu dilakukan kajian terhadap analisa gerakan dari mesin ini.
2. Perlu dilakukan analisa aliran fluida udara dan bahan bakarnya.
3. Analisa *variable timing injection* agar memperoleh pembakaran yang sempurna.

## DAFTAR PUSTAKA

- Clark, N.N., Nandkummar S., Atkinson, C. M., Atkinson R.J., McDaniel TI, Petreanu, S. 1998. *Modelling and Development of a Linear Engine*". ASME Spring Conference.
- Fathallah, A.Z.M. dan Bakar, 2009, "*Prediction Studies for the Performance of a Single Cylinder High Speed Spark Ignition Linier Engine with Spring Mechanism as Return Cycle*"
- Fathallah, Z.M.A. and Barus, D.P.A. 2015. Design and Analysis of Semi Free Piston Two Stroke Diesel Engine Dual Opposite System. Proceeding Semina teori dan teknologi aplikasi Kelautan (SENTA), 2015. p X-259-X265
- Ferguson, C.R and Kirkpatrick, T.A, 2001, "*Internal Combustion Engine Applied Thermosciences*", 2<sup>nd</sup> Edn. , John Willey and Sons, USA.
- Heywood, J B. and E. Sher.1998, "The two – stroke cycle engine", New York.
- Li Q. F, J. Xiao, and Z. Huang, 2008, "Simulation of a Two-Stroke Free-Piston Engine for Electrical Power Generation, Energy & Fuel"s.
- Mikalsen, R. and A.P. Roskilly, 2007, "*A review of free – piston engine history and application*"
- Mikalsen, R. and A.P. Roskilly, 2008, "*Performance simulation of a spark ignited free – piston engine generator*".
- Paridawati. 2014. Optimasi Efisiensi Motor Bakar Sistem Injeksi Menggunakan Metode Simulasi *Artifical Neural Network*. Prosiding SNATIF Ke -1

## **BIOGRAFI PENULIS**



Penulis dilahirkan di Kabupaten Jombang, Jawa Timur pada tanggal 3 Februari 1993. Merupakan anak kedua dari empat bersaudara keluarga pasangan Bapak Gatot Sumadi dan Ibu Naning Suprihatin. Telah menempuh pendidikan formal di SDN Kepanjen 2, SMP Negeri 2 Jombang, SMA Negeri 3 Jombang. Melanjutkan studi Diploma-3 sebagai mahasiswa Jurusan Teknik Permesinan Kapal, Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya, Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya pada tahun 2011 dan telah menyelesaikan studi pada tahun 2014. Kemudian melanjutkan studi Strata-1 melalui program lintas jalur sebagai mahasiswa Jurusan Teknik Sistem Perkapalan, Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya Penulis menyelesaikan skripsi di Bidang Marine Power Plant (MPP).